

· 机械电子工程 ·

气体轴承-转子耦合作用下离心机回转误差计算

杜平安¹, 陈建伟¹, 王 珏², 凌明祥²

(1. 电子科技大学机械电子工程学院 成都 611731; 2. 中国工程物理研究院总体工程研究所 四川 绵阳 621900)

【摘要】针对精密离心机气体轴承-转子耦合系统,采用计算流体动力学方法计算径向、止推轴承的承载力;通过拟合方法获得考虑偏心和供气压力的气体轴承的承载能力非线性模型,并基于有限元法建立轴承-转子耦合作用下的动力学模型,对重力、不平衡量、非线性气膜力作用下的转子动力学进行耦合计算,得到不同偏心量下转子回转误差轨迹图。结果表明在不平衡量为3 kg·m时转子回转误差最大为1.03 μm,误差在μm级,满足10⁻⁶精密离心机的回转误差要求。

关键词 气体静压轴承; 非线性模型; 精密离心机; 回转误差

中图分类号 文献标志码 A doi:10.3969/j.issn.1001-0548.2017.02.023

Rotation Error Calculation of the Spindle of Precision Centrifuge Under the Coupling Effect of Aerostatic Bearing-Rotor System

DU Ping-an¹, CHEN Jian-wei¹, WANG Jue², and LING Ming-xiang²

(1. School of Mechatronics Engineering, University of Electronic Science and Technology of China Chengdu 611731;

2. Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics Mianyang Sichuan 621900)

Abstract For aerostatic bearing-rotor coupling system of precision centrifuge, the method of computational fluid dynamics is used to calculate flow field with variation of eccentricity and the supply pressure. The bearing load capacity related to eccentricity and the supply pressure is derived by a nonlinear fitting function. The dynamic characteristic of bearing-rotor system is built based on the finite element method and the response under the influences of gravity and unbalanced force and nonlinear gas film force is calculated. The calculated results show that the rotation error can meet the design requirements of 10⁻⁶ precision centrifuge.

Key words aerostatic bearing; coupling; precision centrifuge; rotation error

精密离心机是惯性导航系统加速度计的标定设备,其作用是对标定加速度计产生给定的向心加速度^[1-2]。离心机回转部件采用气体静压轴承支撑和润滑,气体轴承具有精度高、摩擦小、耐高温、寿命长、无污染等优点,但在轴承-转子耦合作用下主轴回转误差对标定精度具有直接影响^[3-4]。

离心机主轴回转误差的本质是由于制造误差、材料不均匀、结构不对称等因素造成转子质量偏心,因而在转子转动过程中存在周期性惯性力,在气膜力耦合作用下,转子轴线发生移动和倾斜,主轴以一定的姿态回转。传统研究中,采用4个线性刚度及阻尼来描述气膜力作用^[5],而在实际工况中气膜力是一个典型的非线性力,因而无法建立气膜力与偏心力、偏心力矩的耦合作用。

本文采用计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)方法,对10⁻⁶精密离心机主轴的气体轴承流场进行数值计算,获得气膜力与偏心量、供气压力的非线性关系。并建立轴承-转子回转动力学模型,在此基础上计算轴承-转子耦合作用下主轴回转误差。

1 离心机及气体轴承结构

离心机由转盘、气浮主轴、定位平台、气体轴承以及基座组成,如图1所示。基座用于支撑和调平,气浮主轴用于支撑润滑及误差控制,转盘及定位平台用于惯性仪表安装。气体轴承分为径向轴承及止推轴承,如图2所示。径向轴承采用4排供气,每排节流孔16个,参数见表1。止推轴承由内、外圈节流孔组成,每圈节流孔数为16个,参数如表2所示。

收稿日期: 2015-12-14; 修回日期: 2016-08-12

基金项目: 国家重大科学仪器设备开发专项(2011YQ130047)

作者简介: 杜平安(1962-),男,教授,主要从事机电系统多场耦合仿真方面的研究。

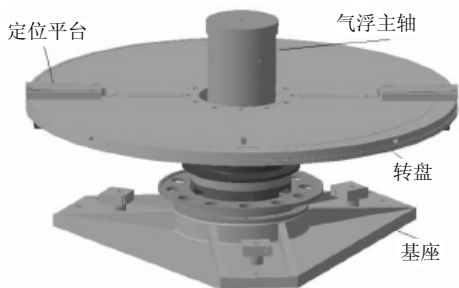


图1 精密离心机结构示意图

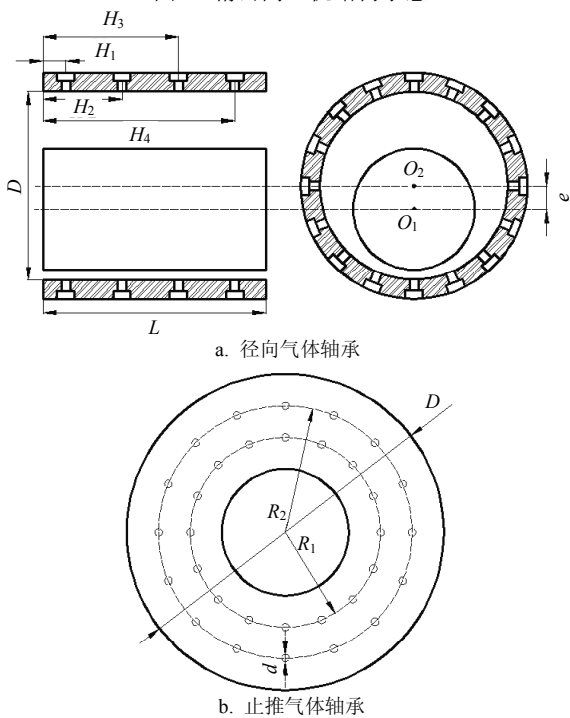


图2 气体轴承结构

表1 离心机气体轴承结构参数值

类别	符号	数值/mm
轴承直径	D	300
轴承长度	L	300
偏心距	e	-
孔边距1	H_1	30
孔边距2	H_2	115
孔边距3	H_3	185
孔边距4	H_4	260
节流孔直径	d	0.2

表2 止推气体轴承结构参数值

类别	符号	数值/mm
外圈直径	D	650
内圈半径	R_1	150
第一圈节流孔位置	R_2	140
第二圈节流孔位置	R_3	285
节流孔直径	d	0.2

2 基于CFD计算结果的轴承非线性模型

目前对气体轴承流场的研究中，采用线性刚度不能准确刻画轴承动态特性；采用雷诺方程与转子

动力学方程编程耦合求解，可以完整描述轴承-转子耦合过程的非线性行为，但轴承-转子系统过于庞大时应用此方法的难度很大^[6]；而采用CFD中的动网格技术描述转子行为实现轴承-转子耦合，由于气体轴承的跨尺度特征，网格长宽比很大，网格再生易出现畸形和负体网格^[7]。为此，本文采用准动态气体轴承-转子耦合分析方法^[8-9]，即采用拟合方法获得承载力与偏心率、供气压力的非线性表达式，并耦合转子动力学方程计算轴承-转子耦合作用的动力学特性。

2.1 精密离心机径向气体轴承非线性模型

本文研究的精密离心机最大转速为300 rpm，在此低转速下，旋转引起的动压效应可以忽略。因而径向轴承的承载力和刚度取决于供气压力、气膜偏心量和偏位角。由于径向轴承的对称性，偏位角对承载力的影响可以通过偏位角 0° 和 11.25° 两处状态相差最大来考虑。事实上在小偏心处，偏位角对承载力基本没有影响，图3给出了大偏心距下二者承载力的对比。在同一工况下偏位角 11.25° 承载力大于偏位角 0° ，随着偏心距及供气压力的增大，二者差异越明显，但在小偏心情况下二者承载力基本相同。

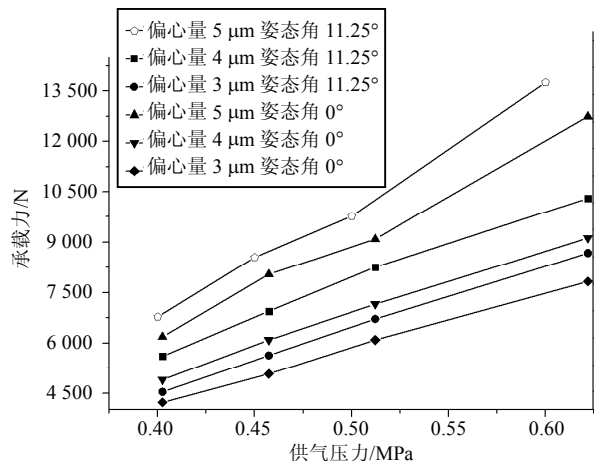


图3 大偏心距下姿态角 0° 及 11.25° 下承载力对比

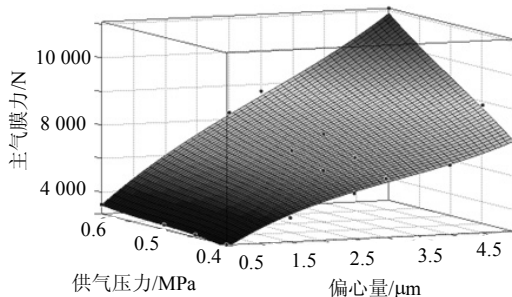


图4 主气膜力随偏心量、供气压力变化关系

由于径向轴承的对称性，设偏心发生在 x 方向，分别为 $0, 0.5, \dots, 5 \mu\text{m}$ ，供气压力为 $0.4, 0.45, \dots, 0.6 \text{ MPa}$ 。 x 方向气膜力为主气膜力，用 f_x 表示。计算

得到 f_x 随供气压力、气膜偏心量的变化如图4所示。可以看出, 轴承承载力随供气压力基本呈线性变化, 这种线性关系在偏心距离很小时尤其明显, 但随偏心距增加承载力对供气压力的变化趋于敏感, 承载力具有非线性特征。

结合主气膜力分布特点可知, 主气膜力随偏心量、供气压力呈多项式变化规律, 同时为了方便获得刚度, 采用多项式拟合得到主气膜力的表达式为:

$$f_x(\Delta e, p) = a + b\Delta e + cp + dh^2 + e\Delta ep + fp^2 + g\Delta e^3 + h\Delta e^2 p + i\Delta ep^2 + jp^3 \quad (1)$$

式中, f_x 为主气膜力; Δe 为偏心量; p 为供气压力; $a \sim j$ 为主气膜力系数。计算得到各系数值如表3所示。

表3 主气膜力系数

系数	值	系数	值
a	5 107	f	-45.56
b	2 124	g	215.6
c	1 004	h	38.66
d	-157.2	i	19.86
e	941.7	j	80.78

根据式(1), 在合适范围内给定任意偏心、供气压力即可得到该偏心量和供气压力下的主气膜力, 给定一系列偏心量和供气压力, 求得对应气膜力, 绘制三维曲面如图4所示。曲面(拟合结果)和离散圆点(流场仿真结果)之间的误差如图5所示。可以看出在大偏心、强供气压力下拟合误差在6%以内, 其他工况下拟合误差均小于3%。

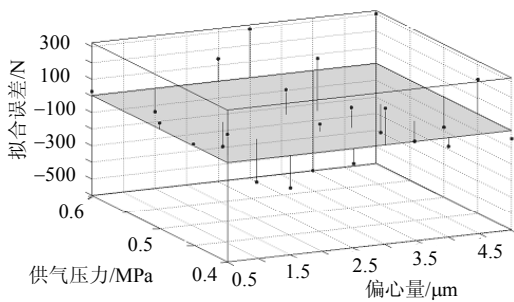


图5 主气膜力仿真结果与拟合误差

2.2 精密离心机止推轴承非线性模型

止推轴承负责离心机的重量承载, 其承载力只在轴向起作用。设轴向方向偏心量为6、8、10、12、15、20、30 μm , 供气压力为0.5、0.6、0.7、0.8、0.9 MPa, 计算获得轴向承载力随供气压力、偏心量的关系如图6所示。可以看出, 在同一气膜厚度下承载力随供气压力基本呈线性变化。气膜厚度越薄, 承载力变化斜率越大, 即气膜越薄, 承载力对供气压力的变化越敏感。在同一供气压力下, 承载力随气

膜厚度增加而减小, 二者之间具有非线性关系。采用多项式拟合得到轴向承载力的表达式为:

$$f(\Delta z, p) = p_{00} + p_{10}\Delta z + p_{01}p + p_{20}\Delta z^2 + p_{11}\Delta zp + p_{02}p^2 + p_{30}\Delta z^3 + p_{21}\Delta z^2 p + p_{12}\Delta zp^2 + p_{03}p^3 + p_{40}\Delta z^4 + p_{31}\Delta z^3 p + p_{22}\Delta z^2 p^2 + p_{13}\Delta zp^3 \quad (2)$$

式中, $f(\Delta z, p)$ 为轴向气膜力; Δz 为轴向偏心量; p 为供气压力。 $p_{00} \sim p_{40}$ 为轴向气膜力系数, 计算得到各系数值如表4所示。根据式(2), 给定一系列偏心量和供气压力, 求得对应轴向气膜力, 可绘制三维曲面如图6所示, 最大拟合误差不超过3%。

表4 轴向气膜力系数

系数	值	系数	值	系数	值
p_{00}	-115.1	p_{02}	-557.3	p_{40}	-0.001
p_{10}	19.28	p_{30}	0.068	p_{31}	0.004 0
p_{01}	543.5	p_{21}	-0.336	p_{22}	0.281 4
p_{20}	-1.561	p_{12}	-0.527	p_{13}	-3.823
p_{11}	-6.587	p_{03}	494.2	p_{04}	-148.8

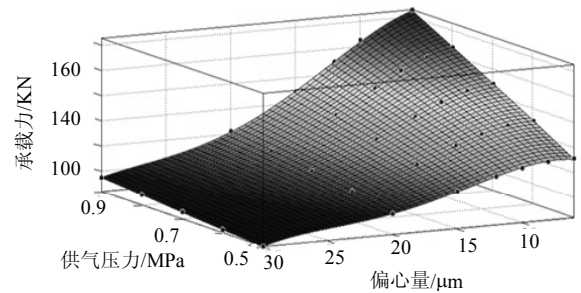


图6 轴向气膜力随偏心量、供气压力变化关系

3 气体轴承-转子耦合作用下主轴回转误差计算

3.1 气体轴承-转子系统动力学模型

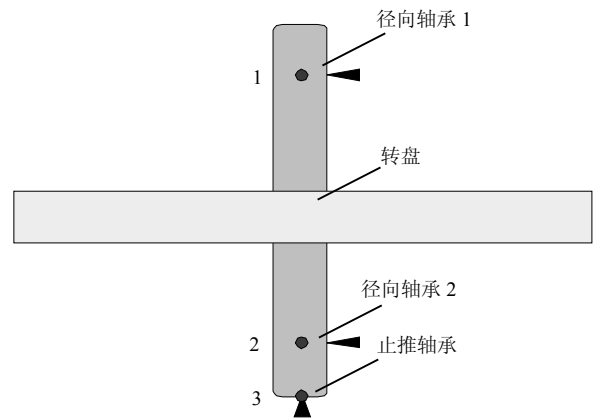


图7 轴承-转子动力学模型示意图

采用有限元法对转子进行单元划分, 形成刚度

矩阵和质量矩阵。沿轴线把该转子系统划分为轴段和轴承单元,各单元在节点处联结,图7给出了轴承-转子模型示意图。

基于有限元模型,采用Timoshenko梁模型假设,得到系统动力学方程为:

$$[M]\{\ddot{Z}\} + ([C] - [J]\Omega)\{\dot{Z}\} + [K]\{Z\} = \{G\} + \{Q(t)\} + \{f_1(\Delta e, p)\} + \{f_2(\Delta z, p)\} \quad (3)$$

$$\begin{cases} C = \frac{LDP_a}{2wh_0} \left(\frac{6\pi}{(1-\varepsilon^2)^{1.5}} \left(\frac{A}{w} \right) w^* - \frac{6\pi}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{0.5}} \left(\frac{A}{w} \right) w^* \right) \\ A = \frac{\mu w}{p_a} \left(\frac{a}{h_0} \right)^2 \end{cases} \quad (4)$$

式中, A 是轴承压缩数; w 为转子转速; w^* 是轴的涡动速度; ε 为偏心率; μ 为空气动力粘度; P_a 为轴承环境压力; h_0 为气膜平均间隙。在转子涡动过程中涡动速度与转速之间存在关系:

$$w^* = kw$$

式中, k^* 为转子涡动状态相关的系数,当 $k^*=1$ 时为同频涡动, $k^*=1/2$ 时为半速涡动。因而阻尼 C 可以写成 $C=C(k^*,w)$,图8给出了阻尼与涡动常数 k^* 、转速的关系。可以看出在涡动常数 $k^* \leq 1$ 时,阻尼与供气压力呈线性关系,但当阻尼比增大时二者之间具有非线性关系。

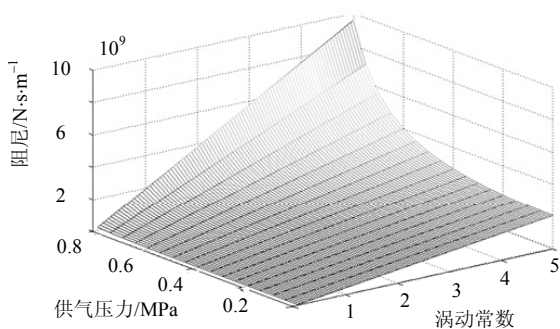


图8 挤压阻尼随供气压力、涡动常数变化规律

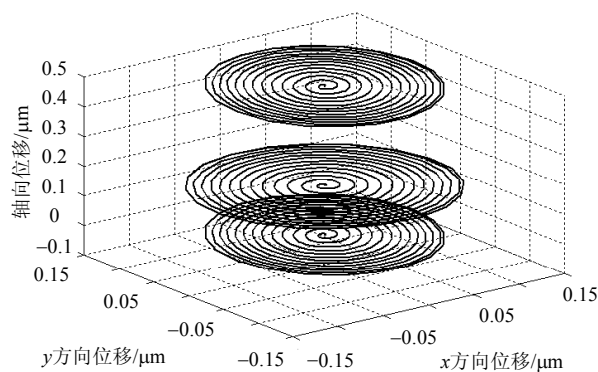
3.2 气体轴承-转子系统回转误差计算

考虑实际转子的不平衡量变化范围,保持不平衡量发生的位置和相位不变,同时保持响应输出位置即转盘中心、上下径向轴承进行数值仿真,分析轴承-转子径向回转误差。在0~5 s内转速增加到300 r/m,计算不同平衡量下上下轴承以及转盘处的运动轨迹如图9所示。

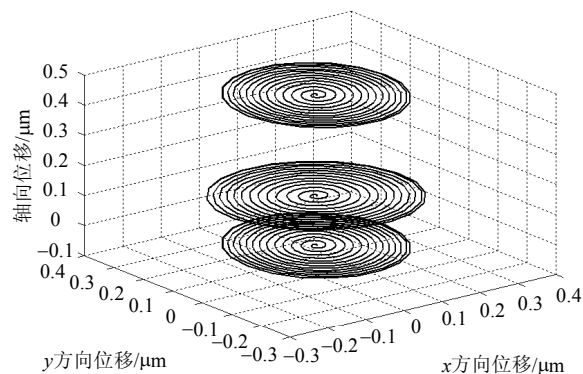
由图9可以看出各处的轨迹为圆形。轴承-转子系统回转误差最大位置发生在转盘处,这是因为偏心率主要由转盘不平衡量引起。同时可以看到转子

式中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为系统的质量、阻尼、刚度矩阵; $[J]\Omega$ 为转子的陀螺力矩效应; $[Z]$ 为节点位移向量; $\{G\}$ 、 $\{Q(t)\}$ 分别为重力和不平衡力项; $f_1(\Delta e, p)$ 、 $f_2(\Delta z, p)$ 分别为径向气膜力及轴向气膜力,其偏心量为1、2所在节点的径向位移和3所在节点的轴向位移。对于气体轴承阻尼主要来源于静压轴承的挤压效应,根据文献[10],挤压阻尼可表示为:

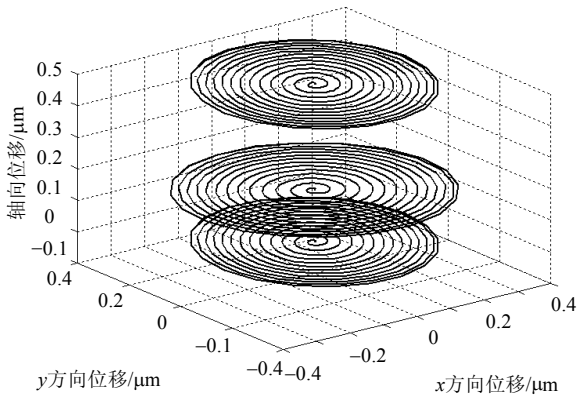
回转误差随不平衡量呈近似线性变化,但是气体轴承承载模型是一个非线性量,这主要是因为在实际工况中,离心机工作转速较低,且其不平衡量经过校对,因而在小偏心时其气膜力模型近似呈线性变化。由图10可以看出在不平衡量为3 kg·m时转子回转误差为0.7 μm ,而不平衡量为0.5 kg·m时回转误差仅为0.17 μm 。这说明精密离心机在低速运转时不平衡量带来的回转误差很小,可以满足加速度标定的精度要求。



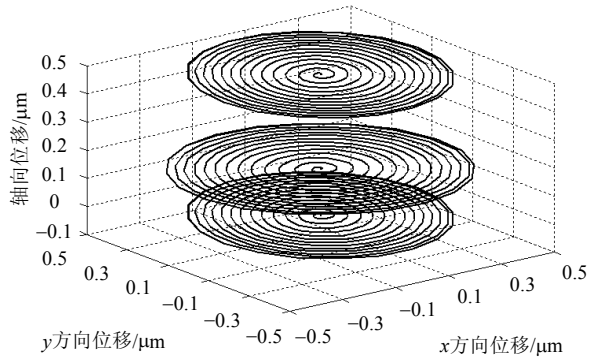
a. 不平衡量0.5 kg·m



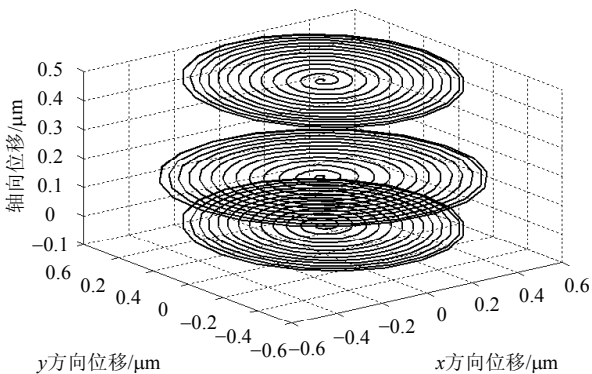
b. 不平衡量1 kg·m



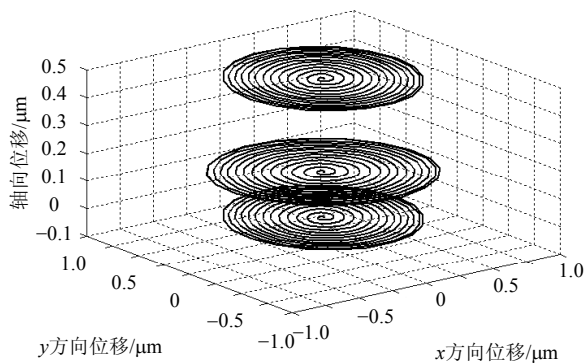
c. 不平衡量1.5 kg-m



d. 不平衡量2 kg-m



e. 不平衡量2.5 kg-m



f. 不平衡量3 kg-m

图9 回转误差仿真结果

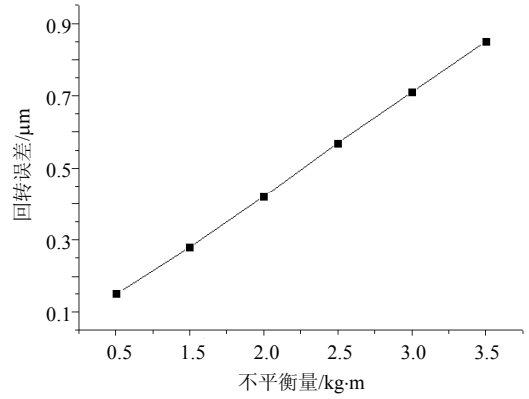


图10 转子径向回转误差随不平衡量的变化规律

4 结束语

本文建立了精密离心机气体静压轴承气膜承载力模型并将其与转子耦合进行了回转误差研究。主要结论如下:

1) 采用Fluent软件对气体轴承流场进行数值计算, 根据计算结果建立了气膜力随供气压力、偏心量变化的非线性模型。

2) 根据止推轴承流场计算结果得到了轴向承载力模型。同一气膜厚度下, 承载力大小随供气压力基本呈现线性变化, 且气膜厚度越薄, 承载力变化斜率越大, 即承载力对供气压力越敏感。在同一供气压力下, 承载力随气膜厚度增加而减小, 二者具有非线性关系。

3) 建立了轴承-转子的动力学模型, 并计算了气膜力以及不平衡力耦合作用转子的回转轨迹。在低速、小偏心状态下, 通过分析可以看出, 由于气体静压轴承刚度较大, 在精密离心机工作范围内引起的径向回转误差都在微米级, 从而保证了主轴的回转精度。

参 考 文 献

[1] 刘骏跃, 陈明. SAW加速度计量程调整及计量标定方法研究[J]. 仪器仪表学报, 2006, 27(9): 1052-1056.
 LIU Jun-yue, CHEN Ming. On adjusting measure range & calibration for the SAW accelerometer[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2006, 27(9): 1052-1056.

[2] 王世明, 王翌, 伊国兴, 等. 精密离心机的惯性组合加速度计的参数标定方法[J]. 中国惯性技术学报, 2013, 21(2): 264-270.
 WANG Shi-ming, WANG Yi, YING Guo-xing, et al. Calibration of accelerometers fixed in SINS on precision centrifuge[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2013, 21(2): 264-270.

[3] 十合晋一. 气体轴承: 设计、制作与应用[M]. 北京: 宇航出版社, 1988.

- TOGO Shinichi. Gas bearing: Design, fabrication and application[M]. Beijing: China Astronautic Publishing House, 1988.
- [4] 王云飞. 气体润滑理论与气体轴承设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- WANG Yun-fei. Gas lubrication theory and gas bearing design[M]. Beijing: China Machine Press, 1997.
- [5] LUND W. A theoretical of whirl in externally pressurized gas lubricated journal bearings[J]. ASME, 1962, 83(4): 511-520.
- [6] 孙雅洲, 卢泽生, 饶河清. 基于FLUENT软件的多孔质静压轴承静态特性的仿真与实验研究[J]. 机床与液压, 2007, 35(3): 170-172.
- SUN Ya-zhou, LU Ze-sheng, RAO He-qing. CFD simulation with FLUENT and experimental study on the static characteristic of aerostatic porous bearing[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2007, 35(3): 170-172.
- [7] 李强, 刘淑莲, 郑水英, 等. 迷宫密封非线性动力特性的数值计算方法[J]. 浙江大学学报(工学版), 2009, 43(3): 500-504.
- LI Qiang, LIU Shu-lian, ZHENG Shui-ying, et al. Numerical calculation of nonlinear dynamic characteristics for labyrinth seals[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2009, 43(3): 500-504.
- [8] 于贺春, 马文琦, 赵广, 等. 船舶增压器静压气体轴承-转子系统动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(12): 1-6, 27.
- YU He-chun, MA Wen-qi, ZHAO Guang, et al. Dynamic characteristics of an aerostatic bearing-rotor system with a ship turbcharger[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(12): 1-6, 27.
- [9] 赵广, 刘盼年, 于贺春, 等. 静压气体轴承气膜力及其与转子耦合动力学特性研究[J]. 航空动力学报, 2012, 27(2): 472-480.
- ZHAO Guang, LIU Pan-nian, YU He-chun, et al. Research on gas film force of aerostatic gas bearing and its coupled dynamics with rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2): 472-480.
- [10] 张广辉, 刘占生, 章正传. 旋转冲压发动机高速动静压混合气体轴承转子动力学特性试验研究[J]. 振动与冲击, 2009, 25(9): 74-78, 215.
- ZHANG Guang-hui, LIU Zhan-sheng, ZHANG Zheng-chuan. Rotating ramjet high speed of dynamic and static pressure mixed gas bearing rotor dynamic characteristic test[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 25(9): 74-78, 215.

编辑 叶芳